

## Study of the Efficiency of Heat-Supply Systems with Steam Turbine CHP Plants, Taking into Account Changes in the Temperature of the Delivery Water during Transportation

Suvorov D.M., Tatarinova N.V., Lyskova E.A.

Vyatka State University  
Kirov, Russian Federation

**Abstract.** The aim of the work is to study the efficiency of steam turbine CHPPs in heat-supply systems, taking into account changes in the temperature of delivery water during transportation for various initial and extended heating regulation schedules. To achieve this goal, the following tasks were solved: calculation of the dependences of the delivery water cooling in the supply and return pipelines on the air temperature, construction of temperature and flow rate schedules of delivery water adjusted for heat losses during transportation, calculation of energy efficiency indicators for the operation of a model CHPP with various options for correcting schedules of delivery water. The most significant results are the following. Firstly, for the first time the method of the degree-by-degree calculation of heat losses during transportation and their distribution between pipelines of heating networks was used. Secondly, the dependences of the delivery water cooling in these pipelines on the outside air temperature are calculated. Thirdly, it has been established that the specific reference fuel consumption for electricity supply significantly decreases when switching to more efficient temperature schedules for heating regulation, but changes slightly when switching from natural regulation by flow rate to regulation by the temperature of the delivery water. The significance of the obtained results lies in the possibility of their use for an accurate assessment of the efficiency of heat supply systems with different heating control schedules and for determining the feasibility of correcting temperature schedules in order to take into account the cooling of delivery water during transportation.

**Keywords:** heat-supply system, heating load, heat-transfer agent transportation, temperature schedule, CHPP, delivery water cooling.

DOI: <https://doi.org/10.52254/1857-0070.2023.3-59.06>

UDC: 697.34

### Studiul eficienței sistemelor de alimentare cu căldură cu centrale de cogenerare cu turbine cu abur, ținând cont de modificările temperaturii apei din rețea în timpul transportului

Suvorov D.M., Tatarinova N.V., Lyskova E.A.

Universitatea de Stat din Veatka, Kirov, Federația Rusă

**Rezumat.** Scopul lucrării este de a studia eficiența CHPP-urilor cu turbine cu abur în sistemele de alimentare cu căldură, ținând cont de schimbările de temperatură de livrare a apei în timpul transportului pentru diverse programe inițiale și extinse de reglare a încălzirii. Pentru atingerea acestui scop, au fost rezolvate următoarele sarcini: calculul dependențelor de răcire a apei de livrare în conductele de alimentare și retur de temperatura aerului, construirea graficelor de temperatură și debit al apei de livrare ajustate pentru pierderile de căldură în timpul transportului, calculul indicatori de eficiență energetică pentru funcționarea unui model de CET cu diverse opțiuni de corectare a programelor de livrare a apei. Cele mai semnificative rezultate sunt următoarele. În primul rând, a fost utilizată pentru prima dată metoda de calcul grad cu grad al pierderilor de căldură în timpul transportului și distribuția acestora între conductele rețelelor de încălzire. În al doilea rând, se calculează dependențele de răcire a apei de livrare în aceste conducte de temperatura aerului exterior. În al treilea rând, s-a stabilit că consumul specific de combustibil de referință pentru alimentarea cu energie electrică scade semnificativ la trecerea la programe de temperatură mai eficiente pentru reglarea încălzirii, dar se modifică ușor la trecerea de la reglarea naturală prin debit la reglarea prin temperatura apei de livrare. Semnificația rezultatelor obținute constă în posibilitatea utilizării lor pentru o evaluare precisă a eficienței sistemelor de alimentare cu căldură cu diferite programe de control al încălzirii și pentru determinarea fezabilității corectării programelor de temperatură pentru a ține cont de răcirea apei de livrare în timpul transport.

**Cuvinte-cheie:** sistem de alimentare cu căldură, sarcină de încălzire, transport lichid de răcire, grafic de temperatură, cogenerare, răcire cu apă din rețea.

**Исследование эффективности работы систем теплоснабжения с паротурбинными ТЭЦ при учете изменения температуры сетевой воды при транспортировке**  
**Суворов Д.М., Татарина Н.В., Лыскова Е.А.**

Вятский государственный университет, Киров, Российская Федерация

**Аннотация.** Целью данной работы является исследование эффективности работы паротурбинных ТЭЦ в системах теплоснабжения при учете изменения температуры сетевой воды при транспортировке как в подающих, так и в обратных трубопроводах тепловых сетей для различных исходных и расширенных графиков регулирования отопления. Для достижения поставленной цели решены следующие задачи: расчет зависимостей остывания теплоносителя в подающих и обратных трубопроводах от температуры воздуха; построение скорректированных с учетом тепловых потерь при транспортировке графиков температур и расходов сетевой воды; расчет показателей энергетической эффективности работы модельной ТЭЦ при различных вариантах коррекции графиков температур и расходов сетевой воды. Исследование выполнено на адекватных математических моделях турбоустановок ТЭЦ и систем теплоснабжения. Основным показателем энергетической эффективности является удельный расход условного топлива на отпуск электроэнергии, рассчитанный в сопоставимых условиях. При этом учитывались затраты электроэнергии на привод сетевых насосов, тепловые потери в теплосетях и выработка электроэнергии на тепловом потреблении ТЭЦ. Наиболее существенными результатами являются следующие. Во-первых, впервые использована методика поградусного расчета тепловых потерь при транспортировке и их распределение между подающими и обратными трубопроводами тепловых сетей. Во-вторых, рассчитаны зависимости остывания сетевой воды в этих трубопроводах от температуры наружного воздуха. В-третьих, установлено, что удельный расход условного топлива на отпускаемую ТЭЦ электрическую энергию существенно уменьшается при переходе на более эффективные температурные графики регулирования отопления, но незначительно изменяется при переходе от естественного регулирования по расходу к регулированию по температуре теплоносителя. Значимость полученных результатов состоит в возможности их использования для точной оценки эффективности работы систем теплоснабжения с паротурбинными ТЭЦ при различных графиках регулирования отопления и для определения целесообразности коррекции температурных графиков с целью учета остывания сетевой воды при транспортировке.

**Ключевые слова:** система теплоснабжения, отопительная нагрузка, транспортировка теплоносителя, температурный график, ТЭЦ, остывание сетевой воды.

## ВВЕДЕНИЕ

В системах теплоснабжения городов и населенных пунктах государств, расположенных на постсоветском пространстве, в последние 2-3 десятилетия все отчетливее проявляются тенденции, во-первых, к понижению максимальной температуры температурных графиков водяных систем теплоснабжения, в которых теплоносителем является сетевая вода; во-вторых, – к автоматизации регулирования теплоснабжения абонентов с учетом гидравлических характеристик как систем отопления и горячего водоснабжения абонентов, так и самих тепловых сетей.

Аргументом в пользу понижения расчетной температуры прямой сетевой воды авторы [1-3], например, считают снижение потерь при распределении теплоты. Авторы работ [4-7] считают необходимым реализацию более сложной стратегии управления системой теплоснабжения, которая обеспечивает требуемые условия комфорта в помещениях, а также снижение годового потребления топлива [4-7]. Для достижения этой цели создаются математические модели и программные

комплексы, которые позволяют провести детальные расчеты последствий снижения температурного уровня в тепловых сетях и у потребителей [8-11]. В работе [12] обосновывается возможность существенного снижения температурного графика за счет использования потенциала завышенного значения проектных тепловых потерь зданий.

Эти обстоятельства определяют целесообразность постепенного перехода систем теплоснабжения на температурные графики с использованием количественно-качественного регулирования тепловой нагрузки по ее фактической величине, и в первую очередь на расширенные графики регулирования по нагрузке отопления (РГР), которые являются наиболее энергоэффективными [13-23]. Результаты расчетов интегральной (за отопительный период) эффективности работы систем теплоснабжения в условиях пониженных температурных графиков в условиях ТЭЦ приведены в работе [24].

Остывание водяного теплоносителя в тепловых сетях происходит вследствие тепловых потерь через теплоизоляционные конструкции. При соблюдении температурного графика

ка, который устанавливается для источника, то есть для коллекторов ТЭЦ, за счет остывания в подающем трубопроводе сетевая вода приходит в тепловые пункты потребителя с меньшей температурой, чем соответствует графику, а за счет остывания в обратном трубопроводе она приходит с меньшей, чем по графику, температурой на сам источник. Для целей установления тарифов на тепловую энергию производится расчет и утверждение нормативных потерь тепловой энергии и теплоносителя, основной частью которых являются именно потери тепловой энергии через теплоизоляционную конструкцию трубопроводов. Например, в России, это делается на основании документа, утвержденного приказом №325 Минэнерго [25]. Однако методологический подход этого документа дает возможность определить указанные потери только интегрально за год или за отопительный период и не дает возможности напрямую рассчитать их в зависимости от температуры наружного воздуха и распределить между подающим и обратным трубопроводами.

В работе [24] при расчете интегральных удельных показателей эффективности при отпуске электрической энергии ТЭЦ с использованием методики, изложенной в [25], были определены нормативные тепловые потери теплоносителя в целом за отопительный период, которые для модельной системы теплоснабжения при наличии трубопроводов, построенных ранее 1997 года, составили от 5.5 до 7.8% от величины отпуска тепловой энергии в сеть за тот же период, однако режимы работы агрегатов ТЭЦ были рассчитаны без учета изменения параметров теплоносителя, обусловленных этими потерями. По данным ряда авторов, реальные тепловые потери в тепловых сетях за счет изношенности тепловой изоляции трубопроводов могут быть в 2-3 раза выше нормативных, и наиболее действенным способом снижения тепловых потерь при транспортировке является переход на пониженные температурные графики и низкопотенциальные системы теплоснабжения в целом [26-30].

Расчет остывания теплоносителя при транспортировке может производиться либо для средних за период значений расхода теплоносителя и его температур в подающем и обратном трубопроводах, либо для дискретных значений расходов и температур, соответствующих определенным температурам наружного воздуха (по их графикам). Приме-

нительно к данному исследованию предполагается произвести расчеты эффективности работы ТЭЦ поградусно и интегрально за отопительный период (с учетом длительности стояния наружных температур), поэтому требуется расчетное определение потерь при транспортировке отдельно в подающем и в обратном трубопроводах для каждого целочисленного значения наружной температуры (то есть поградусно), и на основании этого – отдельный расчет поградусного остывания сетевой воды в подающем и обратном трубопроводах. Для этого может быть использована как адаптированная методика расчета нормативных потерь, основанная на документе [25], так и методика расчета удельных тепловых потерь, учитывающая нормативное термическое сопротивление теплоизоляционного слоя и температурный напор теплопередачи и изложенная в работе [31].

**Целью** данной работы является исследование на математической модели ТЭЦ и системы теплоснабжения эффективности работы паротурбинных ТЭЦ при учете изменения температуры сетевой воды при транспортировке как в подающих, так и в обратных трубопроводах тепловых сетей для различных (по максимальной температуре сетевой воды) исходных и расширенных графиков регулирования отопления.

Для моделируемой ТЭЦ при этом учитывается реально возможная конфигурация тепловых сетей, соответствующая длинам, диаметрам и способу прокладки теплопроводов. При этом решаются следующие задачи. Во-первых, это выбор наиболее подходящей для расчета остывания теплоносителя методики расчета нормативных тепловых потерь и граничных условий для поградусного ее применения. Во-вторых, это расчет зависимостей остывания теплоносителя в подающих и обратных трубопроводах при разных температурных графиках. В-третьих, это построение скорректированных с учетом тепловых потерь при транспортировке графиков температур и расходов сетевой воды. В-четвертых, это расчет показателей энергетической эффективности работы модельной ТЭЦ в характерных режимах при различных вариантах коррекции графиков температур и расходов сетевой воды при учете как потерь тепловой энергии при транспортировке, так и затрат энергии на привод сетевых насосов. В-пятых, наконец, это сопоставление различных вариантов коррекции графиков температур и рас-

ходов сетевой воды с точки зрения энергоэффективности между собой и с изменением энергоэффективности при переходе на пониженные и расширенные графики регулирования по нагрузке отопления.

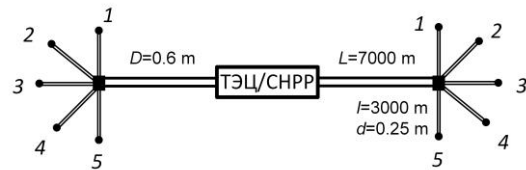
### МЕТОДОЛОГИЯ ИССЛЕДОВАНИЯ И ГРАНИЧНЫЕ УСЛОВИЯ РАСЧЕТОВ

Расчет режимов работы агрегатов модельной ТЭЦ выполняется на основании программы расчета турбоустановки Т-50-12.8 [24]. Исследование производится для климатических условий г. Кирова. Граничные условия моделирования нагрузок и режимов работы агрегатов ТЭЦ соответствуют принятым в предыдущем расчетном исследовании [24], а именно: величина расчетной тепловой нагрузки потребителей принята равной 220 МВт, чему соответствует два возможных варианта состава основного оборудования ТЭЦ с одной и с двумя турбинами, которым соответствуют характерные значения коэффициента теплофикации  $\alpha$ :  $\alpha=0.5$  (на ТЭЦ работает один турбоагрегат) и  $\alpha=1.0$  (работают два турбоагрегата данного типоразмера) соответственно. За счет тепловых потерь при транспортировке теплоносителя и на их величину тепловая нагрузка ТЭЦ увеличивается, причем для расчета изменения режимов работы ТЭЦ эти потери рассчитываются для каждого значения тепловой нагрузки, то есть для каждого целочисленного значения температуры наружного воздуха (поградусно). В тепловые потери при транспортировке включаются только потери через теплоизоляционную конструкцию теплопроводов и не включаются потери с утечками теплоносителя ввиду их незначительности и неопределенности.

За исходный температурный график (ИТГ) сетевой воды модельной ТЭЦ принят 150/70°C; при температуре прямой сетевой воды  $\tau_{10}=150^\circ\text{C}$ , соответствующей расчетной для проектирования систем отопления для г. Кирова температуре воздуха  $-33^\circ\text{C}$ , производится срезка. Пониженный температурный график принят 130/70°C, также со срезкой при температуре  $-33^\circ\text{C}$ . Расширенные графики регулирования (РГР) рассчитаны также со срезкой при двух максимальных температурах теплоносителя –  $\tau_{10}=150^\circ\text{C}$  и  $\tau_{10}=130^\circ\text{C}$ . Все графики рассчитаны только по отопительной нагрузке без спрямления вплоть до температуры включения отопления  $+8^\circ\text{C}$  [24].

Для исследуемой системы теплоснабжения, как и в работе [24], выбраны две основные тепловые магистрали длиной 7 км, отходящие от ТЭЦ, и по 5 ответвлений от каждой из этих основных магистралей, длиной по 3 км каждая (рис. 1).

Магистрали выполнены при подземной канальной прокладке. Их исходные диаметры приняты по оптимальной скорости теплоносителя и составляют для всех исследованных температурных графиков 600 мм для основных магистралей и 250 мм для ответвлений от магистралей (рис. 1).



*1-5 – ответвления от каждой из двух основных магистралей; D, L – длина и диаметр основной магистрали; d, l – длина и диаметр каждого ответвления от основной магистрали*

**Рис. 1. Схема двухтрубной системы теплоснабжения исследуемой модельной ТЭЦ.<sup>1</sup>**

Расчеты проводились поградусно по каждой целочисленной температуре наружного воздуха в отопительный период. Определение интегральных за отопительный период характеристик выполнялось с учетом длительности стояния температур в каждом одноградусном интервале, при этом использовались данные, приведенные в работе [14].

Расчет гидравлических потерь в трубопроводах тепловых сетей производился по стандартной методике с учетом потерь по длине трубопроводов при известной скорости теплоносителя в каждом из них и потерь в местных сопротивлениях, аналогично тому, как это было сделано в работе [24].

Расчет остывания теплоносителя может производиться по нормативным или по фактическим значениям тепловых потерь при транспортировке. С учетом модельного характера исследования, величина остывания теплоносителя в подающих и обратных магистралях может быть задана любой (в разумном диапазоне), но для достижения цели исследования важно получить правильные зависимости величин остывания от температуры наружного воздуха при заданном температурном графике, а также при проведении расчетов правильно распределить суммарные

<sup>1</sup> Appendix 1

тепловые потери (и соответствующее им остывание теплоносителя) между подающей и обратной магистралями. Это приводит к необходимости использовать для расчетов нормативную документацию и результаты ранее выполненных исследований в данной области.

Для определения нормативных тепловых потерь в тепловых сетях, спроектированных и построенных в России и на постсоветском пространстве (основная часть этих сетей строилась еще в период существования СССР) может использоваться методика [25]. Однако использование этой методики напрямую распространяется только на расчет тепловых потерь при средних за период параметрах теплоносителя, и ее применимость (в части удельных величин тепловых потерь через теплоизоляцию) для расчетов при любой температуре наружного воздуха не доказана. Также эта методика не позволяет при совместной прокладке подающего и обратного трубопроводов распределить тепловые потери между ними, за исключением трубопроводов, построенных до 1997 года, что приводит к дополнительной погрешности. Кроме того, в этой методике при подземной канальной прокладке трубопроводов температурный напор теплопередачи рассчитывается между средней температурой теплоносителей и температурой грунта на глубине заложения трубопроводов, что требует дополнительных экспериментальных данных, которые для модельного исследования недоступны. В данном исследовании принято, что тепловая сеть построена после 2004 года, что ограничивает использование методики [25] только определением интегральных потерь за отопительный период.

В настоящее время в России согласно «Правил технической эксплуатации тепловых энергоустановок» в системы отопления зданий из тепловой сети должен поступать теплоноситель с допустимым отклонением  $\pm 3\%$  от установленного (утвержденного) температурного графика, задаваемого при проектировании систем отопления зданий. Величины среднего охлаждения теплоносителя и потерь в сети должны определяться расчетом по методическим указаниям [32] (СО 153-34.20.523-2003 Методические указания по составлению энергетических характеристик для систем транспорта тепловой энергии) для характерных температур наружного воздуха на основе среднегодовых нормативных или

фактических тепловых потерь и утечек, согласно СП 61.133330.2012 «Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов» [33]. В соответствии с этими документами, нормативные тепловые потери трубопроводов могут быть рассчитаны для любой заданной температуры теплоносителя в подающем и обратном трубопроводах и для любой температуры наружного воздуха. Методика расчетов согласно двум вышеприведенным нормативным документам и методика разделения нормативных тепловых потерь между подающим и обратным трубопроводами при их совместной прокладке представлена в работе [31]. Согласно этой методике, температурный напор теплопередачи при подземной канальной прокладке принимается как разность средней (между подающим и обратным трубопроводами) температуры теплоносителя и температурой наружного воздуха, а распределение нормативных (соответствующих среднегодовым значениям температур в подающем и обратном трубопроводах и средней температуре воздуха за отопительный период и определяемых по [33]) тепловых потерь между подающим и обратным трубопроводами производится исходя из равенства термических сопротивлений теплопередачи для этих трубопроводов по формулам (1, 2) [31]:

для подающего трубопровода, Вт/м:

$$q_{лТ1.нр} = q_{л.нр} \frac{\tau_{1.нр} - t'_н}{\tau_{1.нр} + \tau_{2.нр} - 2 \cdot t'_н} K, \quad (1)$$

для обратного трубопровода, Вт/м

$$q_{лТ2.нр} = K \cdot q_{л.нр} - q_{лТ1.нр}, \quad (2)$$

где  $q_{лТ1.нр}$ ,  $q_{лТ2.нр}$  – нормы удельных линейных потерь для подающего и обратного трубопроводов тепловых сетей соответственно;  $q_{л.нр}$  – нормативные линейные потери при среднегодовых температурах теплоносителя  $\tau_{1.нр}/\tau_{2.нр}$  ( $\tau_{1.нр}$  – для подающего трубопровода,  $\tau_{2.нр}$  – для обратного трубопровода);  $t'_н$  – расчетная наружная отопительная температура;  $K = 1.15$  – коэффициент дополнительных потерь через крепежи и опоры [25, 28];

В дальнейшем будет использоваться именно эта методика.

Во всех расчетных подходах для определения остывания теплоносителя при данной

температуре наружного воздуха при известных удельных потерях в подающей и в обратной тепловых магистралях в данном исследовании используются следующие очевидные соотношения.

Для каждого участка трубопровода при любой температуре наружного воздуха величина потерь в подающем трубопроводе, Вт, определяется как:

$$Q_{\text{пот.пр}} = q_{\text{л.Т1}} \cdot L, \quad (3)$$

где  $L$  – длина исследуемого трубопровода, м;  $q_{\text{л.Т1}}$  – удельные тепловые потери подающего трубопровода, Вт/м.

Аналогично, для обратного трубопровода, Вт:

$$Q_{\text{пот.обр}} = q_{\text{л.Т2}} \cdot L, \quad (4)$$

где  $q_{\text{л.Т2}}$  – удельные тепловые потери обратного трубопровода, Вт/м.

Тепловые потери теплоносителя в тепловых магистралях в данном режиме  $Q_{\text{пот}}$  складываются из потерь в прямой (подающей магистрали)  $Q_{\text{пот.пр}}$  и потерь в обратной магистрали  $Q_{\text{пот.обр}}$ , Вт:

$$Q_{\text{пот}} = Q_{\text{пот.пр}} + Q_{\text{пот.обр}}, \quad (5)$$

Температура сетевой воды у потребителя, °С:

$$\tau'_1 = \tau_1 - \frac{Q_{\text{пот.пр}}}{c \cdot G}, \quad (6)$$

где  $\tau_1$  – температура прямой сетевой воды на входе тепловую сеть, °С;  $G$  – расход сетевой воды, кг/с;  $c$  – удельная теплоемкость воды, Дж/кг·К.

Величина остывания теплоносителя в подающей линии, °С:

$$d\tau_{\text{пот.пр}} = \tau_1 - \tau'_1, \quad (7)$$

Температура сетевой воды в обратной линии на входе в сетевые подогреватели ТЭЦ, °С:

$$\tau'_2 = \tau_2 + \frac{Q_{\text{пот.обр}}}{c \cdot G}, \quad (8)$$

где  $\tau_2$  – температура обратной сетевой воды на выходе из тепловой сети, °С.

Величина остывания теплоносителя в обратной линии, °С:

$$d\tau_{\text{пот.обр}} = \tau'_2 - \tau_2, \quad (9)$$

Применительно ко всей системе теплоснабжения тепловые потери на всех ее участках складываются, а остывание теплоносителя на последовательно расположенных участках суммируется. В данном случае за счет симметрии конфигурации тепловой сети на всех оконечных участках ответвлений 1-5 (рис.1) температура теплоносителя с учетом остывания будет одинаковой.

При выполнении исследования использовались следующие критерии для оценки эффективности работы системы теплоснабжения. Основным параметром (критерием) энергетической эффективности является удельный расход условного топлива на единицу отпуска электрической энергии в сопоставимых условиях. Это предполагает неизменность отпуска от ТЭЦ за отопительный период как тепловой энергии, так и электрической энергии, с учетом изменения затрат электроэнергии на привод сетевых насосов, а также неизменность удельных затрат на отпуск тепловой энергии. Расчеты произведены при использовании физического метода разделения затрат топлива по видам энергетической продукции, что в принятых граничных условиях обеспечивает корректность получаемых результатов.

Величина удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении  $E_t$  в данном исследовании определялась для каждого режима работы турбоустановки для каждого исследуемого температурного графика по формулам, приведенным в статье («Расширенный график регулирования отопления: оценка влияния на эффективность паротурбинных ТЭЦ», Пятин А.А., Суворов Д.М. «Проблемы региональной энергетики», №3 (47), 2020, с. 40-55).

Интегральный удельный расход топлива на выработку электроэнергии, г у.т./кВт·ч, определен по известной формуле (10):

$$b_{yt}^3 = \frac{122.8 \cdot N_3}{\eta_k \cdot \eta_{tr} \cdot ((Q_{os} + Q_{ПВК}) - Q_t)}, \quad (10)$$

где  $N_3$  – количество выработанной электроэнергии за весь отопительный период (интегрально), МВт·ч;  $\eta_k$  – КПД котла, принимаем 0.92;  $\eta_{tr}$  – КПД транспорта теплоты, принимаем 0,98;  $Q_{os}$  – затраты теплоты на турбоустановку за весь отопительный период, МВт·ч;  $Q_{ПВК}$  – тепловая энергия, отпускаемая пиковыми водогрейными котлами, МВт·ч.

Интегральный удельный расход топлива на отпуск электроэнергии, г у.т./кВт·ч, определяется по (11):

$$b_{yt}^{эот} = \frac{122.8 \cdot N_3^{от}}{\eta_k \cdot \eta_{tr} \cdot ((Q_{os} + Q_{ПВК}) - Q_t)}, \quad (11)$$

где  $N_3^{от}$  – количество отпущенной электроэнергии за весь отопительный период, МВт·ч.

Процент тепловых потерь при транспортировке, %, рассчитывается по формуле (12):

$$\omega = 100 \cdot \frac{Q_{пот}^H}{Q_t^{ТЭЦ}}, \quad (12)$$

где  $Q_t^{ТЭЦ}$  – количество отпущенной тепловой энергии от модельной ТЭЦ за период, МВт·ч;  $Q_{пот}^H$  – величина нормативных тепловых потерь в магистральных тепловых сетях за период, МВт·ч.

### РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ОСТЫВАНИЯ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ В ПОДАЮЩИХ И ОБРАТНЫХ ТРУБОПРОВОДАХ ПРИ РАЗНЫХ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ГРАФИКАХ

Сравнение результатов расчета остывания теплоносителя подающем трубопроводе диаметром 600 мм длиной 7 км (рис.1) для ИТГ 150/70°C по методикам [25] и [31] выполнено в работе авторов (Лыскова Е.А., Суворов Д.М. Сопоставительный анализ остывания теплоносителя при транспортировке по трубопроводам тепловых сетей при расчете по различным методикам // Вопросы фундамен-

тальных и прикладных научных исследований. – 2023. С. 39-43). По результатам этого расчета в указанной выше работе были сделаны следующие выводы. Во-первых, расчет с использованием нормативных данных по [25] в основной части отопительного периода дает удовлетворительные результаты, однако характер зависимости остывания теплоносителя от температуры наружного воздуха в этом случае имеет искаженный характер, что объясняется расчетом удельных тепловых потерь без учета изменения температуры наружного воздуха (задается средняя за отопительный сезон температура грунта и по отношению к ней рассчитывается температурный напор теплопередачи). Во-вторых, при расчетах остывания теплоносителя как в подающем, так и в обратном трубопроводах при различных температурных графиках в дальнейших исследованиях следует использовать методику, изложенную в работе [31], с использованием удельных параметров тепловых потерь согласно [33].

В настоящем исследовании установлено, что методика [25] при расчете интегральных потерь через тепловую изоляцию трубопроводов за отопительный сезон дает практически тот же результат, что и при использовании методики, представленной в [31]. Это подтверждает адекватность выполненных расчетов и заданных в них граничных условий.

На рис.2 и 3 представлены результаты расчетов остывания сетевой воды, выполненных по формулам (1-9) для системы теплоснабжения, представленной на рис.1.

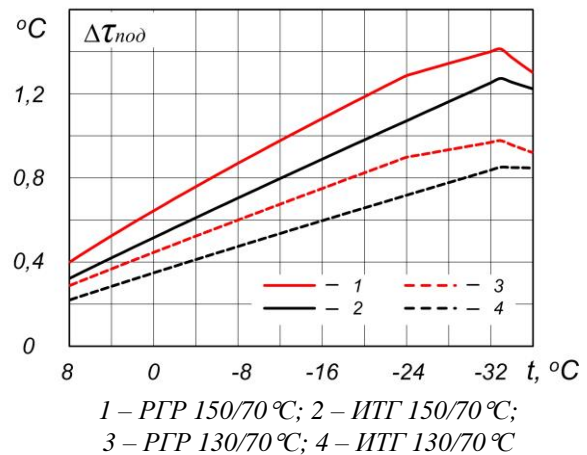
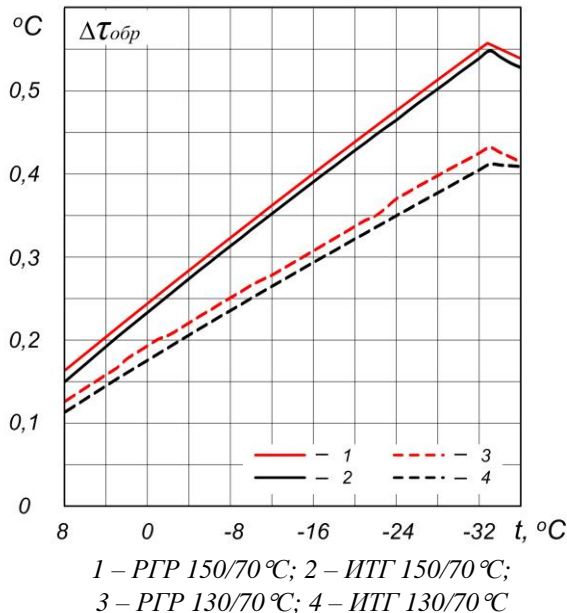


Рис. 2. Зависимость суммарного остывания теплоносителя  $\Delta\tau_{под}$  в подающих трубопроводах  $D=600$  мм и  $d=250$  мм от температуры наружного воздуха.<sup>2</sup>

<sup>2</sup> Appendix 1

Графики представлены для подающих (рис.2) и для обратных (рис.3) трубопроводов (суммарно по основным магистралям диаметром 600 мм и ответвлениям диаметром 250 мм).



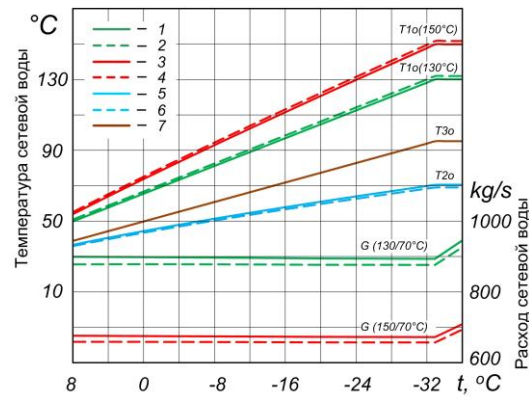
**Рис. 3.** Зависимость суммарного остывания теплоносителя  $\Delta\tau_{обр}$  в обратных трубопроводах  $D=600$  мм и  $d=250$  мм от температуры наружного воздуха.<sup>3</sup>

Результаты, представленные на рис.2 и 3, вполне ожидаемы и отражают естественные обстоятельства: остывание для графиков при максимальной температуре сетевой воды 150°C всегда больше, чем при 130°C (за счет меньшего расхода сетевой воды при прочих равных условиях), а при РГР остывание несколько больше, чем при ИТГ при той же максимальной температуре сетевой воды графика, так как практически во всем диапазоне температур расходы сетевой воды при РГР меньше, чем при ИТГ. Это различие практически нивелируется для графика остывания в обратном трубопроводе за счет того, что обратная сетевая вода при РГР имеет более низкую температуру и поэтому температурный напор теплоотдачи, которому пропорциональны удельные теплотери, для обратного трубопровода при РГР несколько меньше, чем при ИТГ. При этом суммарные величины теплотери при графиках 150/70°C выше примерно на 7–8%, чем при графиках 130/70°C, за счет более высокой температуры сетевой воды в подающем теплопроводе, а

при переходе от ИТГ на РГР тепловые потери уменьшаются, в среднем, на 5–6%.

### СОПОСТАВИТЕЛЬНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ МОДЕЛЬНОЙ ТЭЦ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ВАРИАНТАХ УЧЕТА ИЗМЕНЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ПРЯМОЙ И ОБРАТНОЙ СЕТЕВОЙ ВОДЫ

На рис.4, 5 представлены рассчитанные на основании представленных выше методических подходов и граничных условий графики температур и расходов сетевой воды для всех исследуемых температурных графиков (на рис.4 – для ИТГ, а на рис.5 – для РГР). При РГР с расходом сетевой воды для систем отопления абонентов при смене способа регулирования 40% от расчетного переход к количественному регулированию для абонентов систем отопления, как это видно по рис.6, происходит при температуре наружного воздуха  $-24^{\circ}\text{C}$ , когда температура  $T_{3o}$  достигает своей предельной величины  $95^{\circ}\text{C}$ .



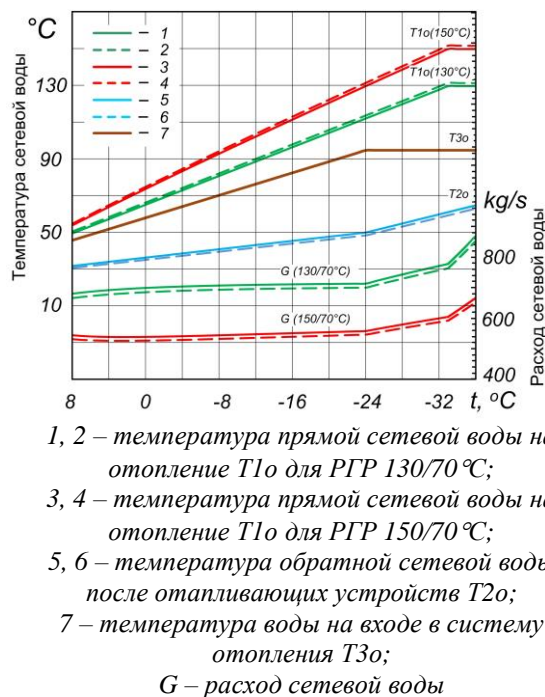
1, 2 – температура прямой сетевой воды на отопление  $T_{1o}$  для ИТГ 130/70 °С;  
3, 4 – температура прямой сетевой воды на отопление  $T_{1o}$  для ИТГ 150/70 °С;  
5, 6 – температура обратной сетевой воды после отапливающих устройств  $T_{2o}$ ;  
7 – температура воды на входе в систему отопления  $T_{3o}$ ;  
 $G$  – расход сетевой воды

**Рис. 4.** Отопительный график системы отопления для ИТГ 150/70°C и 130/70°C (пунктирные линии соответствует графику с скорректированными температурами сетевой воды).<sup>4</sup>

При сравнении рис.4 и рис.5 очевидно, что при РГР в течение основной по времени части отопительного периода обеспечивается существенно меньшая температура обратной сетевой воды, вследствие чего расходы сете-



вой воды в этой зоне графиков при РГР, в среднем, на 20% меньше, чем при ИТГ.



**Рис. 5. Отопительный график системы отопления для РГР 150/70°С и 130/70°С при доле относительного расхода 40% (пунктирные линии соответствует графику с скорректированными температурами сетевой воды).<sup>5</sup>**

При расчете графиков, представленных на рис.4, 5, расчетная тепловая нагрузка ТЭЦ была увеличена на величину нормативных тепловых потерь при транспортировке, составляющую около 5 МВт при расчетной температуре  $t = -32^{\circ}\text{C}$ . В реальных условиях при незначительном отклонении температуры расчетной теплоносителя в подающем трубопроводе для тепловых потребителей от предусмотренной температурным графиком (менее 3–4°С) для большинства потребителей расходы сетевой воды могут не измениться за счет уменьшения теплопотребления при использовании запаса по расчетной нагрузке отопления при проектировании или за счет наличия внутренних тепловыделений, но при моделировании мы должны считать, что все потребители находятся в одинаковых условиях и что все они за счет действия устройств автоматического регулирования обеспечивают заданное теплопотребление при любой наружной температуре воздуха. В этих условиях изменение графиков тепловых нагрузок в сторону увеличения на величину нормативных тепловых потерь вызывает необходимость их коррекции или путем увеличения

расходов сетевой воды, что осуществляется устройствами автоматического регулирования теплопотребления абонентов, либо путем изменения температурных графиков, которое осуществляется на ТЭЦ (при этом температура прямой сетевой воды увеличивается на величину ее остывания в подающих трубопроводах до потребителей, а температура обратной сетевой воды снижается на величину ее остывания в обратных трубопроводах от абонентов до ТЭЦ). На рис.4, 5 сплошными линиями показаны значения параметров (расхода и температуры сетевой воды) при увеличении расхода теплоносителя (коррекция по расходу), а пунктирными – при изменении температур прямой и обратной сетевой воды в соответствии с данными, представленными на рис.2, 3, при расходах сетевой воды согласно исходному графику без учета тепловых потерь (коррекция по температуре).

Анализируя графики рис.4, 5, можно заключить, что во всем диапазоне изменения температур воздуха коррекция графиков по расходу приводит к росту расходов теплоносителя примерно на 2% по сравнению с исходными графиками, что соответствует доле тепловых потерь трубопроводов в суммарной тепловой нагрузке, которая практически не изменяется при изменении наружной температуры. Полученные данные далее были использованы при расчете режимов работы модельной ТЭЦ, результаты которых представлены ниже.

При расчете режимов работы модельной ТЭЦ сопоставлению подлежали как интегральные показатели за отопительный период, так и показатели работы при различных температурах наружного воздуха. Непосредственному сравнению при этом были подвергнуты результаты расчета режимов с коррекцией графиков по температуре теплоносителя с режимами при прочих равных условиях и коррекцией графиков по расходу теплоносителя. На рис.6, 7 приведены результаты расчета показателя  $Et$  для ИТГ и РГР при работе ТЭЦ с коэффициентом теплофикации 0.5.

При анализе этих графиков укажем, что при температурах воздуха выше +5°С имеет место работа при открытой полностью регулирующей диафрагме части низкого давления (РД ЧНД) при зарытой полностью задвижке на верхний сетевой подогреватель ВСП (при одноступенчатом подогреве сетевой воды) путем частичного обвода воды помимо нижнего сетевого подогревателя НСП, затем при

понижении температуры воздуха до  $-1^{\circ}\text{C}$  происходит двухступенчатый подогрев при обводе части сетевой воды помимо ВСП, и только при дальнейшем понижении температуры воздуха имеет место регулирование тепловой нагрузки при работе по электрическому графику путем прикрытия РД ЧНД, которая полностью закрывается при температуре воздуха около  $-7^{\circ}\text{C}$ , после чего турбина работает по тепловому графику с максимальной тепловой нагрузкой.

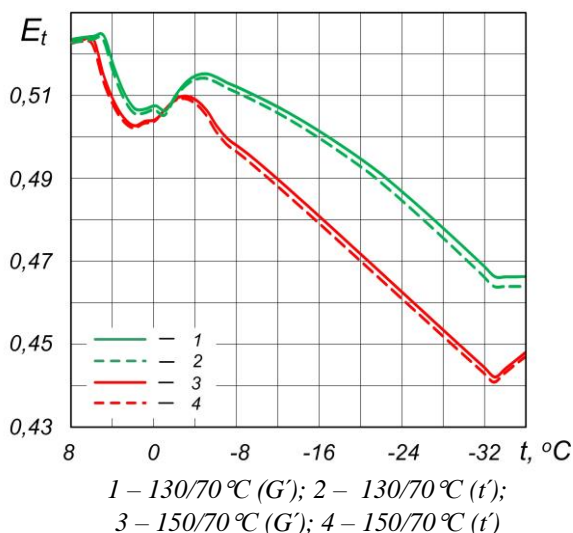


Рис. 6. Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении  $E_t$  для ИТГ при коэффициенте теплофикации  $\alpha$  равном 0,5 с коррекцией по расходу ( $G'$ ) и температуре ( $t$ ) теплоносителя.<sup>6</sup>

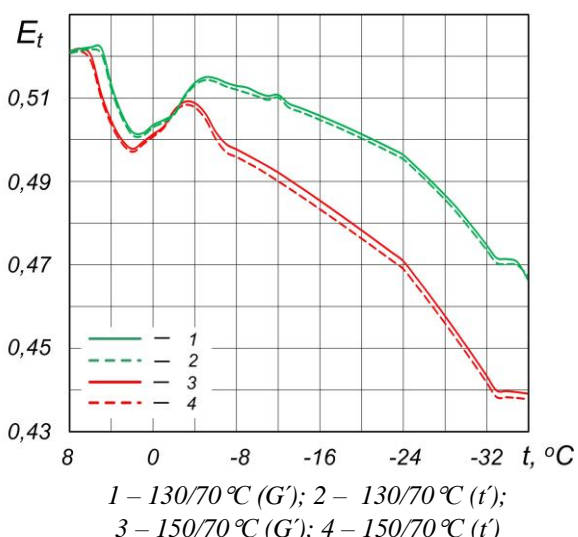


Рис. 7. Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении  $E_t$  для РГР при коэффициенте теплофикации  $\alpha$  равном 0,5 с коррекцией по расходу ( $G'$ ) и температуре ( $t$ ) теплоносителя.<sup>7</sup>

С этими изменениями режимов работы турбин и связаны колебания величины  $E_t$  при температурах воздуха выше  $-7^{\circ}\text{C}$ . Существенное отличие РГР от ИТГ по этому показателю имеет место в основном при работе по тепловому графику с закрытой РД ЧНД (при более низких температурах воздуха), что связано прежде всего, с более низкой температурой обратной сетевой воды и вследствие этого с более низким давлением в нижнем отопительном отборе турбины при РГР. Также из графиков очевидно, графики с максимальной расчетной температуре сетевой воды  $130^{\circ}\text{C}$  более эффективны, чем  $150^{\circ}\text{C}$ , вследствие больших расходов сетевой воды и меньших ее температур на выходе из ВСП, при прочих равных условиях, что и приводит к меньшим давлениям в отопительных отборах и больших теплоперепадах в проточной части турбины для графиков при  $130^{\circ}\text{C}$ .

Аналогичные результаты по величине  $E_t$  получены для графиков при работе ТЭЦ с коэффициентом теплофикации 1.0 (рис. 8, 9).

Новым из полученных результатов (рис. 6–9) является то, что выявлено лишь очень малое отличие по данному показателю между графиками с коррекцией по расходу (сплошные линии) и с коррекцией по температурам (пунктирные линии), причем для всех графиков коррекция по температурам приводит к несколько меньшим значениям  $E_t$  в течение основной части отопительного периода (пунктирные линии идут чуть ниже сплошных), что определяется преимущественно несколько меньшими расходами сетевой воды через турбины в этих случаях.

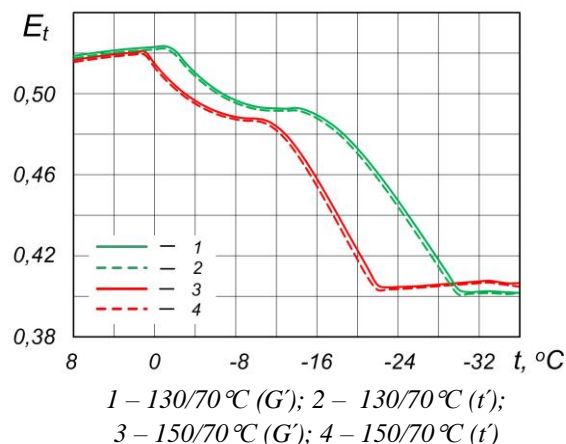


Рис. 8. Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении  $E_t$  для ИТГ при коэффициенте теплофикации  $\alpha$  равном 1,0 с коррекцией по расходу ( $G'$ ) и температуре ( $t$ ) теплоносителя.<sup>8</sup>

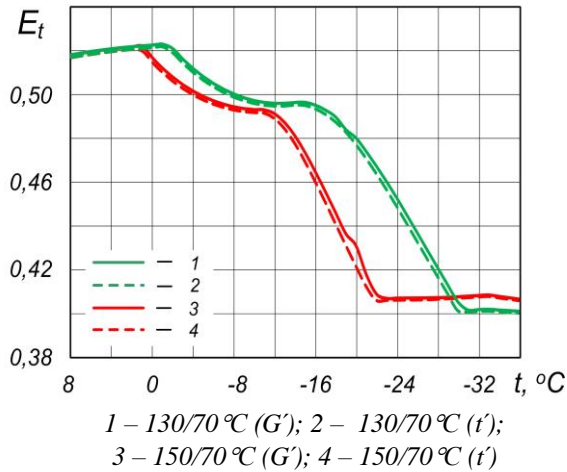


Рис. 9. Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении  $E_t$  для РГР при коэффициенте теплофикации  $\alpha$  равном 1,0 с коррекцией по расходу ( $G'$ ) и температуре ( $t'$ ) теплоносителя.<sup>9</sup>

При этом также можно отметить, что разница по параметру  $E_t$  между ИТГ и РГР в области отрицательных температур воздуха при коэффициенте теплофикации 0.5 существенно больше, чем при коэффициенте теплофикации 1.0. Наличие горизонтальных участков в графиках рис.8 и рис 9. в области низких температур обусловлено тем, что при температуре  $-22^\circ\text{C}$  для графиков  $150/70^\circ\text{C}$  и при температуре  $-30^\circ\text{C}$  для графиков  $130/70$  достигается предельное давление в верхнем отборе 245 кПа (температура сетевой воды на выходе из ВСП при этом составляет около  $124^\circ\text{C}$ ), что и определяет постоянство показателя  $E_t$ . В этом случае РД ЧНД на турбинах закрыта не полностью, а для дальнейшего нагрева сетевой воды до необходимой по графику температуры включаются пиковые водогрейные котлы (ПВК).

Сравнение экономии теплоты топлива на ТЭЦ при переходе с графика с коррекцией по расходу на аналогичный график с коррекцией по температуре теплоносителя было рассчитано как интегрально, с учетом длительности каждого одноградусного интервала наружных температур, так и для каждого целочисленного значения температуры наружного воздуха. В этом последнем случае при переходе с графика с коррекцией по расходу на график с коррекцией по температурам сетевой воды расчет производился в единицах тепловой мощности (киловаттах) по следующим формулам.

Прирост отпуска электроэнергии  $\Delta N_s$ , кВт:

$$\Delta N_s = N_{s_{t'}} - N_{s_{G'}}, \quad (13)$$

где  $N_{s_{t'}}$  – отпуск электроэнергии в режиме с коррекцией по температуре;  $N_{s_{G'}}$  – отпуск электроэнергии в режиме с коррекцией по расходу.

Прирост затрат теплоты топлива на ТЭЦ (включая энергетические котлы и ПВК)  $\Delta Q_o$ , кВт:

$$\Delta Q_o = Q_{o_{t'}} - Q_{o_{G'}}, \quad (14)$$

где  $Q_{o_{t'}}$  – затраты теплоты топлива в режиме с коррекцией по температуре;  $Q_{o_{G'}}$  – затраты теплоты топлива в режиме с коррекцией по расходу.

Расчет экономии теплоты топлива  $B$ , кВт, выполнялся при удельном расходе теплоты на замещающей турбоустановке  $q_3=2.5$  по формуле (15), аналогично работе [14]:

$$B = q_3 \cdot \Delta N_s - \Delta Q_o, \quad (15)$$

Графическая зависимость величины  $B$  от температуры наружного воздуха для работы с наиболее соответствующим реальным условиям эксплуатации коэффициентом теплофикации  $\alpha=0.5$  приведена на рис.10.

Из рис.10 очевидно, что в целом при графиках  $130/70^\circ\text{C}$  переход на коррекцию по температурам более эффективен (для ИТГ в большей степени, нежели для РГР), так как величина экономии теплоты топлива во всем температурном диапазоне положительна), тогда как при графиках  $150/70^\circ\text{C}$  этот переход с точки зрения энергетического эффекта невыгоден. В то же время средняя величина этого эффекта (от 100 до 200 кВт), составляет менее 0.1% от расхода теплоты топлива на ТЭЦ (170–250 МВт), то есть отраженный на рис.10 эффект является весьма малым и сопоставим с погрешностью проводимых на математической модели расчетов).

Результаты, аналогичные представленным на рис. 10, имели место и при работе с коэффициентом теплофикации  $\alpha=1.0$ , за исключением диапазона низких температур наружного воздуха.

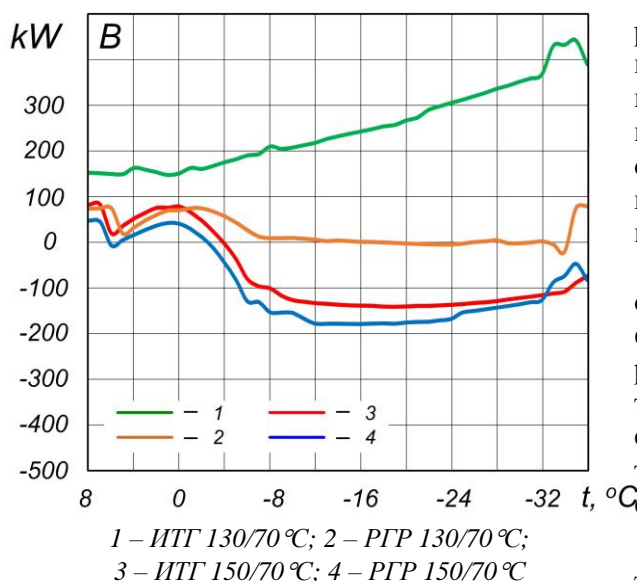


Рис. 10. Экономия топлива на ТЭЦ при переходе на температурную коррекцию графиков вместо расходной при коэффициенте теплофикации  $\alpha$  равном 0.5.<sup>10</sup>

При работе с коэффициентом теплофикации  $\alpha=1.0$  будут иметь место отрицательные значения величины  $B$  (до 1500–2000 кВт) в области низких температур наружного воздуха (менее  $-12^{\circ}\text{C}$ ), что обусловлено большими

расходами теплоты топлива на ПВК в режимах с коррекцией по температурам за счет меньших тепловых нагрузок турбин при наличии ограничения по давлению в верхнем отборе, но работа ТЭЦ при значениях  $\alpha=1.0$  гораздо менее характерна для работы современных ТЭЦ, чем при  $\alpha=0.5$ .

Интегральный за год (в данном случае это отопительный период) эффект для всех графиков регулирования при переходе от коррекции по расходам к коррекции по температурам теплоносителя за отопительный период с учетом длительности стояния наружных температур рассчитаны по вышеприведенным формулам и приведены в таблице 1.

Наиболее важным из представленных в таблицах 2, 3 является величина  $b_{\text{yt}}^{\text{от}}$  ( $b_{\text{cf}}^{\text{eh}}$ ), которая учитывает и удельную выработку электроэнергии  $E_i$ , и долю тепловых потерь при транспортировке  $\omega, \%$ , и расход электроэнергии на привод сетевых насосов. Анализ вариантов по данному показателю удобно произвести также и в графическом виде (рис.11, 12).

Таблица 1<sup>11</sup>.

Интегральный эффект от коррекции температурных графиков<sup>12</sup>

Вид графика (Schedule type)	Прирост годового отпущения электроэнергии (increase in annual electricity supply), МВт·ч (MW·h)	Прирост годовых затрат теплоты топлива (increase in annual costs of fuel heat), МВт·ч (MW·h)	Годовая экономия топлива (annual fuel savings), МВт·ч (т у.т.) (MW·h, t c.e.)
$\alpha=0.5$			
ИТГ (ITS) 150/70°C	-89.4	-13.7	-209.7 (-25.8)
ИТГ (ITS) 130/70°C	415.4	10.3	1028.1 (126.5)
РГР (ERS) 150/70°C	-178.2	-24.1	-421.5 (-51.8)
РГР (ERS) 130/70°C	79.2	1.8	196.3 (24.1)
$\alpha=1.0$			
ИТГ (ITS) 150/70°C	-328.9	659.5	-1481.6 (-182.2)
ИТГ (ITS) 130/70°C	73.2	131.0	52.1 (6.4)
РГР (ERS) 150/70°C	-619.0	692.1	-2239.5 (-275.5)
РГР (ERS) 130/70°C	-107.4	112.2	-380.7 (-46.8)

Таблица 2<sup>13</sup>.

Интегральные показатели исследуемых графиков при коэффициенте теплофикации  $\alpha=0.5$ <sup>14</sup>

Вид графика, максимальная температура, °C (Schedule type, maximum temperature, °C)	$E_t$	$b_{yt}^3$ , Г у.т./кВт·ч ( $b_{cf}^c$ , g c.f./kW·h)	$b_{yt}^{30T}$ , Г у.т./кВт·ч ( $b_{cf}^{eh}$ , g c.f./kW·h)	$\omega$ , %
ИТГ 150 (ITS 150) $G'$	0.502	198.2	200.6	2.295
ИТГ 150 (ITS 150) $t'$	0.499	198.4	200.7	2.295
ИТГ 130 (ITS 130) $G'$	0.509	195.9	199.8	2.134
ИТГ 130 (ITS 130) $t'$	0.511	195.8	199.5	2.134
РГР 150 (ERS 150) $G'$	0.507	196.8	198.4	2.201
РГР 150 (ERS 150) $t'$	0.505	197.0	198.5	2.201
РГР130 (ERS 130) $G'$	0.512	195.1	197.5	2.039
РГР130 (ERS 130) $t'$	0.513	195.1	197.5	2.039

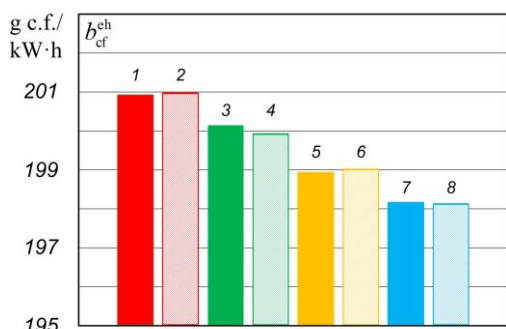
Примечание к таблице 2. Параметр  $G'$  в первом столбце – коррекция по расходу сетевой воды, параметр  $t'$  - коррекция по температуре сетевой воды.

Таблица 3<sup>15</sup>.

Интегральные показатели исследуемых графиков при коэффициенте теплофикации 1.0<sup>16</sup>

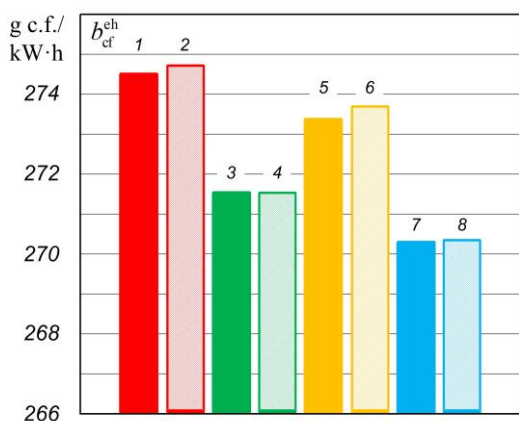
Вид графика, максимальная температура, °C (Schedule type, maximum temperature, °C)	$E_t$	$b_{yt}^3$ , Г у.т./кВт·ч ( $b_{cf}^c$ , g c.f./kW·h)	$b_{yt}^{30T}$ , Г у.т./кВт·ч ( $b_{cf}^{eh}$ , g c.f./kW·h)	$\omega$ , %
ИТГ 150 (ITS 150) $G'$	0.491	274.7	276.3	2.295
ИТГ 150 (ITS 150) $t'$	0.493	275.0	276.5	2.295
ИТГ 130 (ITS 130) $G'$	0.502	270.1	272.6	2.134
ИТГ 130 (ITS 130) $t'$	0.505	270.2	272.6	2.134
РГР 150 (ERS 150) $G'$	0.494	273.8	274.9	2.201
РГР 150 (ERS 150) $t'$	0.493	274.3	275.2	2.201
РГР130 (ERS 130) $G'$	0.504	269.5	271.1	2.039
РГР130 (ERS 130) $t'$	0.507	269.6	271.2	2.039

Примечание к таблице 3. Параметр  $G'$  в первом столбце – коррекция по расходу сетевой воды, параметр  $t'$  - коррекция по температуре сетевой воды.



1 – ИТГ 150/70 °С (G'); 2 – ИТГ 150/70 °С (t');  
 3 – ИТГ 130/70 °С (G'); 4 – ИТГ 130/70 °С (t');  
 5 – РГР 150/70 °С (G'); 6 – РГР 150/70 °С (t');  
 7 – РГР 130/70 °С (G'); 8 – РГР 130/70 °С (t')

**Рис. 11.** Удельный расход условного топлива на отпуск электроэнергии при коэффициенте теплофикации  $\alpha$  равном 0.5.<sup>17</sup>



1 – ИТГ 150/70 °С (G'); 2 – ИТГ 150/70 °С (t');  
 3 – ИТГ 130/70 °С (G'); 4 – ИТГ 130/70 °С (t');  
 5 – РГР 150/70 °С (G'); 6 – РГР 150/70 °С (t');  
 7 – РГР 130/70 °С (G'); 8 – РГР 130/70 °С (t')

**Рис. 12.** Удельный расход условного топлива на отпуск электроэнергии при коэффициенте теплофикации  $\alpha$  равном 1.0.<sup>18</sup>

Разница в уровне величины показателя  $b_{\text{уг}}^{\text{эот}}$  ( $b_{\text{cf}}^{\text{eh}}$ ) в таблицах 2, 3 и на рис.11, 12 (около 200 г.у.т./кВт·ч и более 270 г.у.т./кВт·ч) при двух разных значениях  $\alpha$  обусловлена тем, что при  $\alpha=0.5$  ТЭЦ работает большую часть отопительного периода по тепловому графику, а при  $\alpha=1.0$  – по электрическому графику. Также можно отметить, что если при переходе с ИТГ на РГР для всех исследованных вариантов рост эффективности отпуска электроэнергии составляет не менее 1 г.у.т./кВт·ч, а при переходе с графиков 150/70°С на график 130/70°С – от 1 г.у.т./кВт·ч при  $\alpha=0.5$  до 4 г.у.т./кВт·ч при  $\alpha=1.0$ , то при переходе от графиков регулирования по расходу к графикам с регулирани-

ем по температуре теплоносителя – не более, чем на 0.3 г.у.т./кВт·ч, причем этот эффект в ряде случаев положителен, а в ряде – отрицателен, и он зависит от конкретных ограничений в работе турбоагрегатов ТЭЦ в основной части времени их работы в отопительный период.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. В статье исследована работа модельной ТЭЦ при работе по исходным и расширенным температурным графикам 150/70°С, 130/70°С с учетом потерь при транспортировке теплоносителя и связанного с этим остывания сетевой воды в подающих и обратных трубопроводах тепловых сетей.

2. В ходе работы установлено, что наиболее подходящей для расчета остывания теплоносителя является методика поградусного расчета нормативных тепловых потерь в трубопроводах, представленная в статье [31], которая дает возможность разделить общие тепловые потери между подающими и обратными трубопроводами. В данной работе для расчета температурного напора теплопередачи использовалась температура наружного воздуха; при этом доля тепловых потерь от величины тепловой нагрузки оказалась практически не зависящей от наружной температуры и составила около 2% во всем диапазоне исследованных графиков.

3. При расчете зависимостей остывания теплоносителя в трубопроводах при различных температурных графиках было установлено, что при графиках с большей расчетной температурой остывание больше, а в подающих трубопроводах при ИТГ оно больше, чем при РГР. При этом 65–70% общего остывания происходит в подающих трубопроводах тепловых сетей.

4. Установлено, что при сохранении суммарной тепловой нагрузки потребителей прирост тепловой нагрузки источника на величину потерь при транспортировке может быть компенсирован или естественной коррекцией по расходу теплоносителя (с ростом, прямо пропорциональным доле тепловых потерь при транспортировке), либо коррекцией по температуре прямой и обратной температуре сетевой воды на источнике. При этом температура прямой сетевой воды увеличивается, а обратной – несколько уменьшается. В работе были построены графики температур и расходов сетевой воды для обоих вариантов коррекции.

5. При расчете показателей эффективности работы модельной ТЭЦ с учетом всех учитываемых влияющих факторов было определено, что основной из этих показателей – удельный расход условного топлива на отпускаемую электрическую энергию – существенно уменьшается при переходе на более эффективный температурный график 130/70 °C и при переходе с исходного на расширенный график регулирования по нагрузке отопления, но незначительно изменяется при переходе от регулирования по расходу на регулирование по температуре теплоносителя.

6. В целом по результатам проведенного исследования можно заключить, что учет остывания теплоносителя при транспортировке дает возможность более точно рассчитать режимы работы оборудования ТЭЦ и эффективность производства и отпуска тепловой и электрической энергии. При относительно небольшой доле потерь при транспортировке, характерной для крупных тепловых магистралей суммарной длиной до 10 км, остывание теплоносителя как в подающей, так и в обратной магистралях не превышает 1–2 °C, что не приводит к необходимости коррекции температурных графиков по температуре теплоносителя при наличии тепловых пунктов любого типа (с учетом запаса их мощности при проектировании).

#### APPENDIX 1 (ПРИЛОЖЕНИЕ 1)

<sup>1</sup>**Fig. 1.** Diagram of a two-pipe heat supply system of the investigated model CHPP. (1–5 - branches from each of the two main heat pipelines; D, L - length and diameter of the main line; d, l - length and diameter of each branch from the main line).

<sup>2</sup>**Fig. 2.** The dependence of the total cooling of the heat-transfer agent in the supply pipelines D=600 mm and d=250 mm on the outdoor air temperature (1 – ERS 150/70 °C; 2 – ITS 150/70 °C; 3 – ERS 130/70 °C; 4 – ITS 130/70 °C).

<sup>3</sup>**Fig. 3.** The dependence of the total cooling of the heat-transfer agent in the return pipelines D=600 mm and d=250 mm on the outdoor air temperature (1 – ERS 150/70 °C; 2 – ITS 150/70 °C; 3 – ERS 130/70 °C; 4 – ITS 130/70 °C).

<sup>4</sup>**Fig. 4.** Heating schedule of the heating system in using the ITS 150/70 °C and 130/70 °C (dotted lines correspond to the chart with corrected delivery water temperatures) (1, 2 – the supply water temperatures for heating T1o in using the ITS 130/70 °C; 3, 4 – the supply water temperatures for heating T1o for ITS 150/70 °C; 5, 6 - the return water temperature after space heaters T2o; 7 - the water temperature at the inlet to the users' heating systems T3o; G - the flow rate of delivery water).

<sup>5</sup>**Fig. 5.** Heating schedule of the heating system in using the ERS 150/70 °C and 130/70 °C (dotted lines correspond to the chart with corrected delivery water temperatures) (1, 2 – the supply water temperatures for heating T1o in using the ITS 130/70 °C; 3, 4 – the supply water temperatures for heating T1o for ITS 150/70 °C; 5, 6 - the return water temperature after space heaters T2o; 7 - water temperature at the entrance to the heating system T3o; G - the flow rate of delivery water).

<sup>6</sup>**Fig. 6.** The specific electricity generation based on heat consumption Et in using the ITS at the district heating coefficient  $\alpha$  equal 0.5 with correction for flow rate (G') and temperature (t') of the heat-transfer agent (1 – 130/70 °C (G'); 2 – 130/70 °C (t'); 3 – 150/70 °C (G'); 4 – 150/70 °C (t')).

<sup>7</sup>**Fig. 7.** The specific electricity generation based on heat consumption Et in using the ERS at the district heating coefficient  $\alpha$  equal 0.5 with correction for flow rate (G') and temperature (t') of the heat-transfer agent (1 – 130/70 °C (G'); 2 – 130/70 °C (t'); 3 – 150/70 °C (G'); 4 – 150/70 °C (t')).

<sup>8</sup>**Fig. 8.** The specific electricity generation based on heat consumption Et in using the ITS at the district heating coefficient  $\alpha$  equal 1.0 with correction for flow rate (G') and temperature (t') of the heat-transfer agent (1 – 130/70 °C (G'); 2 – 130/70 °C (t'); 3 – 150/70 °C (G'); 4 – 150/70 °C (t')).

<sup>9</sup>**Fig. 9.** The specific electricity generation based on heat consumption Et in using the ERS at the district heating coefficient  $\alpha$  equal 1.0 with correction for flow rate (G') and temperature (t') of the heat-transfer agent (1 – 130/70 °C (G'); 2 – 130/70 °C (t'); 3 – 150/70 °C (G'); 4 – 150/70 °C (t')).

<sup>10</sup>**Fig. 10.** Fuel savings at CHPP in using the switching to temperature correction of schedules instead of flow rate correction at the district heating coefficient  $\alpha$  equal 0.5 (1 – ITS 130/70 °C; 2 – ERS 130/70 °C; 3 – ITS 150/70 °C; 4 – ERS 150/70 °C).

<sup>11,12</sup>**Table 1.** Integral effect from the correction of temperature schedules.

<sup>13,14</sup>**Table 2.** Integral indicators of the studied schedules at the heat supply coefficient  $\alpha$  equal 0.5 (The parameter G' in the first column is the correction for flow rate of delivery water, the parameter t' is the correction for the temperature of the delivery water).

<sup>15,16</sup>**Table 3.** Integral indicators of the studied schedules at the heat supply coefficient  $\alpha$  equal 1.0 (The parameter G' in the first column is the correction for flow rate of delivery water, the parameter t' is the correction for the temperature of the delivery water).

<sup>17</sup>**Fig. 11.** Specific consumption of equivalent fuel for electricity supply at the district heating coefficient  $\alpha$  equal 0.5 (1 – ITS 150/70 °C (G'); 2 – ITS 150/70 °C (t'); 3 – ITS 130/70 °C (G'); 4 – ITS 130/70 °C (t'); 5 – ERS 150/70 °C (G'); 6 – ERS 150/70 °C (t'); 7 – ERS 130/70 °C (G'); 8 – ERS 130/70 °C (t')).

<sup>18</sup>**Fig. 12.** Specific consumption of equivalent fuel for electricity supply at the district heating coefficient  $\alpha$

equal 1.0 (1 – ITS 150/70°C (G'); 2 – ITS 150/70°C (t'); 3 – ITS 130/70°C (G'); 4 – ITS 130/70°C (t'); 5 – ERS 150/70°C (G'); 6 – ERS 150/70°C (t'); 7 – ERS 130/70°C (G'); 8 – ERS 130/70°C (t')).

### Литература (References)

- [1] Chicherin S., Junussova L., Junussov T. [Minimizing the supply temperature at the district heating plant – dynamic optimization]. *2019 4th International Conference on Advances in Energy and Environment Research (ICAEEER 2019)*, vol. 118, 02004. doi: 10.1051/e3sconf/201911802004
- [2] Tunzi M., Boukhanouf R., Li H., Svendsen S., Ianakiev A. Improving thermal performance of an existing UK district heat network: a case for temperature optimization. *Energy and Buildings*, 2018, vol. 158, pp. 1576–1585. doi: 10.1016/j.enbuild.2017.11.049
- [3] Lauenburg P. Temperature optimization in district heating systems. *Advanced District Heating and Cooling (DHC) Systems*, 2016, pp. 223–240. doi: 10.1016/B978-1-78242-374-4.00011-2
- [4] Guelpa E., Barbero G., Sciacovelli A., Verda V. Peak-shaving in district heating systems through optimal management of the thermal request of buildings. *Energy*, 2017, vol. 137(C), pp. 706–714. doi: 10.1016/j.energy.2017.06.107
- [5] Schweiger G., Larsson P., Magnusson F., Lauenburg P., Velut S. District heating and cooling systems – Framework for Modelica-based simulation and dynamic optimization. *Energy*, 2017, vol. 137(C), pp. 566–578. doi: 10.1016/j.energy.2017.05.115
- [6] Arce I., López S., Perez S., Rämä M., Klobut K., Febres J. Models for fast modelling of district heating and cooling networks. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2018, vol. 82(P2), pp. 1863–1873. doi: 10.1016/j.rser.2017.06.109
- [7] Romanchenko D., Odenberger M., Göransson L., Johnsson F. Impact of electricity price fluctuations on the operation of district heating systems: A case study of district heating in Göteborg, Sweden. *Applied Energy*, 2017, vol. 204(C), pp. 16–30. doi: 10.1016/j.apenergy.2017.06.092
- [8] Bischì A., Taccari L., Martelli E., Amaldi E., Manzolini G., Silva P., Campanari S., Macchi E. A detailed MILP optimization model for combined cooling, heat and power system operation planning. *Energy*, 2014, vol. 74, pp. 12–26. doi: 10.1016/j.energy.2014.02.042
- [9] Ovchinnikov P., Borodin A., Strelets K. Utilization potential of low temperature hydronic space heating systems: a comparative review. *Building and Environment*, 2017, vol. 112, pp. 88–98. doi: 10.1016/j.buildenv.2016.11.029
- [10] Lauenburg P. Temperature optimization in district heating systems. *Advanced District Heating and Cooling (DHC) Systems, Elsevier Ltd.*, 2016, pp. 223–240. doi: 10.1016/B978-1-78242-374-4.00011-2.
- [11] Stevanovic V., Zivkovic B., Prica S., Maslovaric B., Karamarkovic V., Trkulja V. Prediction of thermal transients in district heating systems. *Energy Conversion and Management*, 2009, vol. 50:9, pp. 2167–73. doi: 10.1016/j.enconman.2009.04.034
- [12] Petrushchenkov V.A. Raschet rezhimov raboty centralizovannyh sistem teplosnabzheniya v neproektnykh usloviyah [Calculation of operating modes of centralized heat-supply systems in nonproject conditions]. *Thermal Engineering*, 2022, vol. 69, no. 5, pp. 384–392.
- [13] Pyatin A.A. Novaya model' regulirovaniya – teoreticheskaya osnova vysokoeffektivnogo otopeniya [New control model — The theoretical basis for high efficiency heating]. *EKO-TEK – ECO-TECH*, 2019, no. 1(70), pp. 15–30. Available at: [http://www.energy-saving.ru/uploads/files/eko-tek\\_itog\\_70.pdf](http://www.energy-saving.ru/uploads/files/eko-tek_itog_70.pdf) (in Russian).
- [14] Pyatin A.A., Suvorov D.M. An Extended Heating Regulation Schedule: Definition and Assessment of Its Efficiency in Heat-Supply Systems. *Thermal Engineering*, 2021, vol. 68, no. 4, pp. 310–323. doi: 10.1134/S0040363621040068
- [15] Novitsky N.N., Shalaginova Z.I., Tokarev V.V., Grebneva O.A. Technology for the development of operating modes of large heat supply systems based on methods of multilevel thermohydraulic modeling. *Izv. RAS. Energy*, 2018, no. 1, pp. 12–24.
- [16] Shalaginova Z.I., Tokarev V.V. Applied Problems and Methodological Approaches to Planning and Implementation of Operating Conditions at District Heating Systems. *Thermal Engineering*, 2019, vol. 66, no. 10, pp. 714–729. doi: 10.1134/S0040601519100057
- [17] Wang Y., You S., Zhang H., Zheng W., Zheng X., Miao Q. Hydraulic performance optimization of meshed district heating network with multiple heat sources. *Energy*, 2017, vol. 126, pp. 603–621. doi: 10.1016/j.energy.2017.03.044
- [18] Guelpa E., Toro C., Sciacovelli A., Melli R., Sciubba E., Verda V. Optimal operation of large district heating networks through fast fluid-dynamic simulation. *Energy*, 2016, vol. 102, pp. 586–595. doi: 10.1016/j.energy.2016.02.058
- [19] Vesterlund M., Toffolo A., Dahl J. Optimization of multi-source complex district heating network, a case study. *Energy*, 2017, vol. 126, pp. 53–63. doi: 10.1016/j.energy.2017.03.018
- [20] Vesterlund M., Dahl J. A method for the simulation and optimization of district heating systems with meshed networks. *Energy Convers. Manage.*, 2015, vol. 89, no. 89, pp. 555–567. doi: 10.1016/j.enconman.2014.10.002
- [21] Guelpa E., Sciacovelli A., Verda V. Thermo-fluid dynamic model of large district heating networks for the analysis of primary energy savings. *Ener-*



- gy, 2017, vol. 184, pp. 33–44. doi:10.1115/IMECE2015-52315
- [22] Gabrielaitiene I., Bøhm B., Sunden B. Modelling temperature dynamics of a district heating system in Naestved, Denmark – A case study. *Energy Convers. Manage.*, 2007, vol. 48. no. 1, pp. 78–86. doi: 10.1016/J.ENCONMAN.2006.05.011
- [23] Gvozdenaca D., Urošević B.G., Menke Ch., Urošević D., Bangviwat A. High efficiency co-generation: CHP and non-CHP energy. *Energy*, 2017, vol. 135, pp. 269–278. doi: 10.1016/j.energy.2017.06.143
- [24] Suvorov D., Tatarinova N., Lyskova E. The effectiveness of extended schedules of heating regulation at CHP plants with decreasing normative design temperature of the supply water. *Problemele energeticii regionale*, 2021, no. 4(52), pp. 99–114.
- [25] Order of the Ministry of Energy of the Russian Federation of December 30, 2008 N 325 "On approval of the procedure for determining the standards for technological losses in the transmission of thermal energy, heat-transfer agent" (as amended) (Minregion Rossii, Moscow, 2008)
- [26] Guelpa E., Capone V., Sciacovelli A., Vasset N., Bavière R., Verda V. Reduction of supply temperature in existing district heating: A review of strategies and implementations. *Energy*, 2023, vol. 262, part B. doi: 10.1016/j.energy.2022.125363
- [27] Sandvall A., Karlsson K. Energy system and cost impacts of heat supply to low-energy buildings in Sweden. *Energy*, 2023, vol. 268. doi: 10.1016/j.energy.2023.126743
- [28] Werner S. International review of district heating and cooling. *Energy*, 2017, vol. 137, pp. 617–631. doi: 10.1016/j.energy.2017.04.045
- [29] Benakopoulos Th., Vergo W., Tunzi M., Salenbien R., Kolarik J., Svendsen S. Energy and cost savings with continuous low temperature heating versus intermittent heating of an office building with district heating. *Energy*, 2022, vol. 252. doi: 10.1016/j.energy.2022.124071
- [30] Tunzi M., Benakopoulos Th., Yang Q., Svendsen S. Demand side digitalisation: A methodology using heat cost allocators and energy meters to secure low-temperature operations in existing buildings connected to district heating networks. *Energy*, 2023, vol. 264. doi: 10.1016/j.energy.2022.126272
- [31] Pyatin A., Rubleva V. Prakticheskoe uravnenie rezhimov otopeniya. Chast' 2. Sposoby effektivnogo regulirovaniya . [Practical equation of heating regimes. Part 3. Accounting for losses in the heating network]. *EKO-TEK – ECO-TECH*, 2017, no. 3(64), pp. 44–52. Available at: [http://www.energy-saving.ru/uploads/files/eko-tek\\_itog\\_70.pdf](http://www.energy-saving.ru/uploads/files/eko-tek_itog_70.pdf) (in Russian).
- [32] SO 153-34.20.523(3)-2003 Guidelines for compiling an energy characteristic for thermal energy transport systems in terms of "Heat Losses" (Minregion Rossii, Moscow, 2003)
- [33] SP 61.13330.2012. Designing of thermal insulation of equipment and pipe lines (Minregion Rossii, Moscow, 2012)

#### Сведения об авторах.



**Суворов Дмитрий Михайлович**, кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой теплотехники и гидравлики ВятГУ. Научные интересы - оптимизация режимов работы ТЭЦ, энергосбережение  
E-mail: [dmilar@mail.ru](mailto:dmilar@mail.ru)



**Лыскова Екатерина Алексеевна**, магистрант ВятГУ. Научные интересы - математическое моделирование режимов работы тепловых сетей, энергосбережение.  
E-mail: [liskova.eka@yandex.ru](mailto:liskova.eka@yandex.ru)



**Татаринова Наталья Владимировна**, кандидат технических наук, доцент кафедры теплотехники и гидравлики ВятГУ. Научные интересы - математическое моделирование турбоустановок ТЭЦ  
E-mail: [nvt\\_s@mail.ru](mailto:nvt_s@mail.ru)